



УДК 621.165

НЕКОТОРЫЕ ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ НОВЫХ ПОДХОДОВ К НОРМИРОВАНИЮ КАЧЕСТВА БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ

SOME PRACTICAL ASPECTS OF THE FEASIBILITY OF NEW APPROACHES TO BALANCING ROTORS QUALITY RATIONING

Балеевских Александр Викторович, бакалавр каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: aleksandr_baleevskih@rambler.ru, Тел.: +7(908)906-26-08

Дегтярева Екатерина Юрьевна, магистр каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: ekaterinadegtyariova@yandex.ru, Тел.: +7(912)247-66-18

Кистойчев Александр Владимирович, канд. техн. наук, доцент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: kistoychev@gmail.com. Тел.: +7(908)913-20-87

Alexander V. Baleevskih, Bachelor, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: aleksandr_baleevskih@rambler.ru. Ph.: +7(908)906-26-08

Ekaterina Y. Degtyareva, Master student, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: ekaterinadegtyariova@yandex.ru. Ph.: +7(912)247-66-18

Alexander V. Kistoychev, Candidate Sc., Docent, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: kistoychev@gmail.com. Ph.: +7(908)913-20-87

Аннотация: Рассмотрен практический пример балансировки ротора, иллюстрирующий важность проведения исследований по переходу к нормированию качества балансировки по методу остаточных модальных дисбалансов. Показано, что данный подход невозможен без повышения квалификации специалистов, занятых балансировкой. Приводятся рекомендации по оценке достигнутого качества устранения остаточных модальных дисбалансов балансируемого ротора, которые не удлиняют процесс его уравнивания.

Abstract: A practical example of a rotor balancing is considered. This example is showing the importance of research to moving in standardization of the balancing method quality of modal residual imbalances. It is shown that this approach is impossible without increasing of workforce professional skills. The recommendations on the assessment residual modal imbalances removing quality are made, which do not prolong the balancing process.

Ключевые слова: ротор; балансировка; нормирование; остаточный модальный дисбаланс.

Key words: rotor; balancing; rationing; residual modal imbalance.

ВВЕДЕНИЕ

Балансировка является завершающим и важнейшим этапом производства любого ротора. Особенно, если речь идет о гибких роторах турбомашин, работающих при частоте вращения, которая выше первой критической частота. В качестве критерия качества балансировки обычно принимается уровень остаточной вибрации вала ротора или его опор, в зависимости от традиций измерения и нормирования вибрации турбоагрегатов. Однако, в условиях глобализации

промышленного производства, возникает необходимость выработки единого критерия качества балансировки, который бы позволял устанавливать нормы на качество уравнивания независимо от используемых замеров вибрации и типа разгонно-балансирующего стенда РБС.

В качестве такого критерия еще в конце 70-х годов профессором Клаусом Федерном был предложен т.н. “остаточный модальный дисбаланс” (ОМД), что было отражено в ISO 5343 [1], который предусматривал оценку качества

балансировки по степени достигнутой компенсации основных форм колебаний ротора, оказывающих влияние на вибрационное состояние ротора.

ОСТАТОЧНЫЙ МОДАЛЬНЫЙ ДИСБАЛАНС

Расчет ОМД на выбранной частоте (критической или рабочей) осуществляется на основании пробных пусков с установкой балансировочных грузов в различные плоскости коррекции ротора. Для его оценки используется плоскость, дающая максимальное изменение вибрации на единицу установленного груза (модуль коэффициента влияния). Для получения ОМД необходимо уровень остаточной вибрации умножить на полученный в выбранной плоскости модуль коэффициента влияния. Умножив полученное значение ОМД на радиус установки груза можно получить эквивалентный модальный дисбаланс, который и используется в качестве критерия качества балансировки.

Основными преимуществами нормирования качества балансировки по ОМД являются:

1. Независимость от динамических характеристик опор РБС;
2. Независимости от метода измерения вибрации.

В настоящий момент рекомендации к требуемому качеству балансировки гибких роторов по методу ОМД установлены в [2 и 3].

Массовому внедрению данного метода нормирования в практику препятствуют некоторые проблемы, решением которых активно занимаются ведущие мировые производители турбомашин в ряде случаев с участием российских ученых [4–5]:

1. Использование ОМД в качестве критерия качества балансировки по [2 и 3] существенно увеличивает продолжительность балансировки как технологической операции;
2. Отсутствуют критерии к выбору плоскостей коррекции, обладающих максимальной чувствительностью к той или иной форме колебаний ротора, необходимых для определения ОМД;
3. Не решена проблема нормирования качества балансировки на рабочей частоте вращения и т.д.

К сожалению, многие российские заводы зачастую пренебрегают вопросами развития методов балансировки и нормирования ее качества, продолжая пользоваться методиками, разработанными более 30 лет назад, причем часто ошибочно.

Между тем, переход к нормированию вибрации по ОМД помог бы поднять уровень отечественных специалистов, занятых балансировкой роторов на

РБС, а также повысить качество самой балансировки.

ПРАКТИЧЕСКИЙ ПРИМЕР БАЛАНСИРОВКИ

В качестве примера рассмотрим случай балансировки ротора низкого давления турбоагрегата типа К-300 (рис. 1) в вакуумном разгонно-балансировочном стенде (РБС).

Для моделирования динамических свойств ротора была создана его модель в программном пакете DyRoBeS, который позволяет решать практически все вопросы роторной динамики.

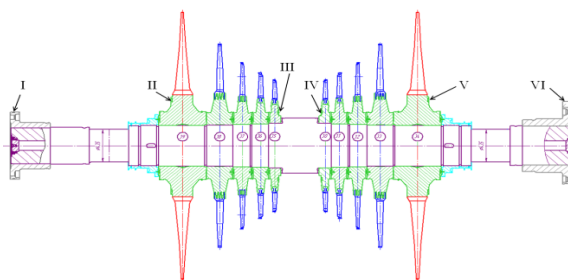


Рис. 1. Общий вид ротора низкого давления т/а К-300 с указанием номеров плоскостей коррекции

Особенностью динамики рассматриваемого ротора является то, что в условиях РБС в вертикальном направлении он работает под влиянием второй формы колебаний, а в горизонтальном – под влиянием третьей формы колебаний табл. 1. При этом близость частот второй формы колебаний в вертикальном направлении и третьей формы в направлении горизонтальном по частотам и является основной сложностью при балансировке ротора.

Если прохождение ротором первой и второй критических частот в горизонтальном направлении не отражается на АФЧХ опор ротора в вертикальном направлении (в котором производится измерение вибрации), то прохождение третьей критической частоты в горизонтальном направлении, которая характеризуется значительными смещениями консольных участков ротора, приводит к очень сильной реакции ротора как в горизонтальном, так и в вертикальном направлении.

Таблица 1.

Собственные частоты ротора НД т/а К-300

Номер собственной частоты	Значения собственных частот, об/мин	
	Горизонтальное направление	Вертикальное направление
1-я	1107	1537
2-я	2004	3433
3-я	3426	4169

Таким образом, вибрация рассматриваемого ротора вблизи 3000 об/мин может быть обусловлена влиянием сразу двух собственных

форм. При правильной последовательности балансировочного процесса значительного влияния третьей формы можно избежать. Однако любая ошибка в выборе плоскостей коррекции и/или систем балансировочных грузов, может привести к интенсивным колебаниям ротора именно по третьей форме.

Это, в свою очередь, станет причиной целого ряда проблем: большое количество балансировочных пусков, неверное распределение балансировочных грузов по длине ротора, а при изменении граничных условий (соединении ротора с другими роторами) достигнутое равновесие будет нарушено, что приведет к высокой вибрации ротора в эксплуатации. Именно это и произошло в ходе балансировки рассматриваемого ротора.

Балансировку ротора начали сразу на 2350 об/мин, где наблюдался высокий уровень вибрации (до 15 мм/с), которая носила противофазный характер, т.е. была обусловлена колебаниями ротора по 2-й форме. Предварительное устранение дисбаланса по первой форме при этом не производилось (в журнале балансировки таких данных не содержится).

После снижения вибрации на 2350 об/мин за счет установки кососимметричной системы грузов в крайних плоскостях ротора (II и V) разница фаз вибрации на опорах составила около 90 градусов. Для дальнейшего снижения вибрации на ротор были установлены грузы на полумуфты (плоскости коррекции I и VI), грузы в центре пролета ротора (плоскости III и IV) и симметричная система грузов в крайние плоскости коррекции ротора.

Всего же потребовалось 32 балансировочных пуска для приведения вибрации к допустимым уровням.

АНАЛИЗ ДОПУЩЕННЫХ ОШИБОК

Таким образом, для снижения вибрации опор на ротор ставились грузы и их системы, приводящие к возбуждению, прежде всего, третьей критической частоты рис. 2.

Обращают на себя внимание значительные грузы на полумуфтах и V-образный характер установки грузов.

Остаточная вибрация опор ротора после проведенной балансировки (достигнутое качество уравнивания) была более чем удовлетворительной – менее 1 мм/с во всем диапазоне частот вращения до 3000 об/мин.

Однако при пуске турбоагрегата уровень вибрации на опорах ротора превышал 6 мм/с, что в 2,5...3,0 раза выше установленных норм. Таким образом, ротор был отбалансирован некорректно. Естественно, что и нормирование качества балансировки по ОМД в данном случае показало бы хорошее качество уравнивания, поскольку уровень ОМД напрямую зависит от уровней остаточной вибрации.

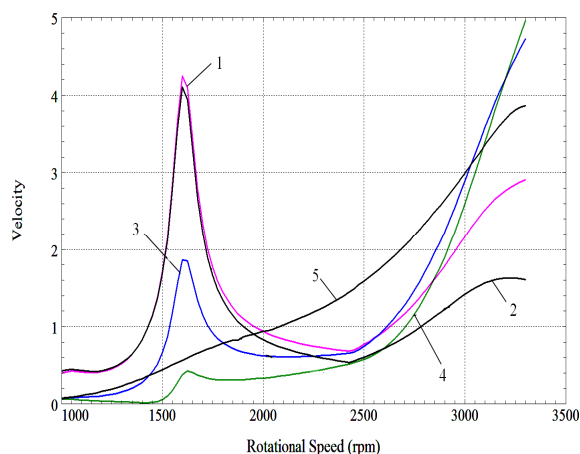


Рис. 2. АФЧХ опор ротора при установке различных систем грузов:

1. Симметричная пара грузов в плоскостях III и IV;
2. Распределенная по первой форме система грузов в плоскостях II-V;
3. V-образная система в плоскостях II-V;
4. Симметричная пара грузов в плоскостях I и VI;
5. Кососимметричная пара грузов в плоскостях II и V

Примечания:

1. Приведены графики только для одной опоры, т.к. из-за симметричной конструкции ротора и одинаковых свойств опор ротора их реакция на данные системы грузов была идентичной.
2. Рост вибрации в районе 3000–3300 об/мин только при установке системы №5 обусловлен колебаниями ротора по 2-й форме. В остальных случаях – колебаниями по 3-й форме.

Однако внедрение в практику балансировки роторов метода нормирования по ОМД, при условии составления корректных инструкций, или, по крайней мере, учет этого метода в ходе балансировки ротора позволил бы избежать допущенных ошибок.

Как показали исследования, проведенные в УрФУ, для корректного и успешного внедрения метода нормирования качества балансировки по ОМД необходимо максимально использовать ортогональные системы грузов и исключать установку грузов или систем грузов, которые способны вызвать колебания по нескольким формам колебаний.

Оптимальный порядок балансировки рассматриваемого ротора при этом должен быть следующим:

1. Устранение первой формы колебаний ротора установкой распределенной системы грузов по всей длине ротора, т.е. максимально

ортогональной к первой форме колебаний ротора. Из рассмотрения “рис. 4” видно, что распределенная система при одинаковом влиянии на вибрацию при прохождении 1-й критической частоты в 2 раза меньше влияет на вибрацию в районе рабочей частоты вращения (по сравнению с системой №1), что благоприятно сказывается на последующих этапах балансировки. Эта же система используется в дальнейшем для оценки ОМД по первой форме колебаний.

2. Устранение вибрации вблизи рабочих частот вращения (вблизи второй критической частоты) при помощи кососимметричной системы грузов в крайних плоскостях коррекции ротора. Эта же система используется в дальнейшем для оценки качества балансировки на рабочей частоте вращения.

3. Окончательная подбалансировка ротора (при необходимости) в том числе с использованием полумуфт.

Как для уже спроектированных, так и для вновь проектируемых роторов подбор соответствующих систем грузов необходимо осуществлять на основе численного моделирования.

Таким образом, такой подход приближен к методу балансировки по формам, но ориентирован на вибрацию опор (динамическую нагруженность) РБС в зависимости от быстроходности и массы роторов. При этом он максимально отвечает физике колебаний ротора и помогает избежать грубых ошибок в ходе балансировки ротора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ (ВЫВОДЫ)

Действующие сегодня методы балансировки и подходы к нормированию качества балансировки гибких роторов не достаточно обоснованы. Метод оценки балансировки по уровню вибрации опор стенда для гибких роторов не может пересчитываться пропорционально жесткости опор стенда и реальной жесткости опор агрегата, так как меняются значения критических скоростей вращения и прогибы роторов при изменении жесткости опор. Можно сделать вывод, что ротор, перенесенный на более податливые опоры, может иметь вибрации как меньше, так и больше, чем

установленный в камере РБС. Введение неких коэффициентов пересчета также некорректно, как и некорректно предъявлять требование к уровню вибрации в РБС аналогичное вибрации в агрегате. В настоящее время специалистами УрФУ совместно со специалистами УТЗ ведутся расчетные исследования методики с последующей проверкой на РБС.

При этом необходимо отметить, что:

1. Нормирование качества балансировки по ОМД не решает проблем, связанных с правильностью выбора плоскостей коррекции и корректностью проведенного уравнивания ротора.

2. Переход на нормирование качества балансировки по ОМД невозможно и бессмысленно без повышения уровня персонала, осуществляющего балансировку.

3. При оценке ОМД ротора рекомендуется максимально использовать ортогональные системы грузов и расчетные методы подготовки процесса балансировки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ISO 5343:1984 Criteria for evaluating flexible rotor balance // International Organization for Standardization. – 1984.
2. ISO 11342: 1998 Mechanical vibration – Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors // International Organization for Standardization. – 1998.
3. VDI-Richtlinie 3835 Auswuchten von Rotoren mit wellenelastischem Verhalten bei mehreren Drehzahlen. 9. Vorlage, Januar 2007.
4. Балансировка роторов с развитыми консолями на разгонно-балансировочных стендах (РБС)
Е. В. Урьев, К. В. Шапошников // Тяжелое машиностроение. – 2011. – № 7. – с. 14-21.
5. E. Uryev, Ural Federal University, Russian Federation, M. L'vov, Siemens Energy, Inc, USA "Use of modal weight sets for residual modal unbalance assessment of high speed balance quality of flexible rotors"; 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 11–13 September 2012, London.